

明細書

空気調和機

技術分野

[0001] この発明は、空気調和機に係り、特に、室内ユニットから所定風量を得るのに必要なファンモータ入力を低減することができるクロスフローファンを有する空気調和機に属する。

背景技術

[0002] 従来の空気調和機は、熱交換器の配置を変えずにクロスフローファンの翼形状を変える、または、クロスフローファンの翼形状は変えずに熱交換器の配置を変えることにより、クロスフローファンの空力性能や熱交換器の伝熱性能を改善していた。

[0003] クロスフローファンの翼形状を変えずに熱交換器の配置を変えた従来の空気調和機は、クロスフローファンの上方に λ 形に組み合わされた状態で前面側熱交換器及び背面側熱交換器を配設し、前面側熱交換器及び背面側熱交換器にそれぞれ最大の熱交換性能を発揮させることによって室内ユニットの性能を向上させている(特許文献1参照)。

[0004] 特許文献1:特開2000-329364号公報(段落0009~0015、図1)

発明の開示

発明が解決しようとする課題

[0005] 従来の空気調和機は、熱交換器の配置を変えずにクロスフローファンの翼形状を変え場合、熱交換器の配置により、クロスフローファン吸込み領域における風の流入方向が規定されるため、吸込み領域において翼が失速しないような翼形状となり、吹出し領域において風の出にくい翼形状となる。

[0006] 一方、クロスフローファンの翼形状を変えずに熱交換器の配置を変えた場合、熱交換器の配置により、クロスフローファン吸込み領域における風の流入方向が変わり、翼の迎え角も変わるため、最適な翼形状となっていない。

このように、従来の空気調和機は、クロスフローファンの形状は変えずに熱交換器の配置を変える、または、熱交換器の配置を変えずにクロスフローファンの形状を変

えていたため、室内ユニットから所定風量を得るのに必要なファンモータ入力や回転数が大きいという課題があった。

[0007] この発明は、上述のような課題を解決するためになされたもので、室内ユニットから所定風量を得るのに必要なファンモータ入力や回転数を低減することができる空気調和機を提供することを目的とする。

課題を解決するための手段

[0008] この発明は、室内ユニットにそれぞれ少なくとも一つの吸込み口と吹出し口が設けられ、ファンモータに連結されたクロスフローファン、前面熱交換器および背面熱交換器を有する空気調和機において、前記クロスフローファンの回転中心よりも上方に位置する前記前面熱交換器の、水平に対する設置角度 α を $65^\circ \leq \alpha \leq 90^\circ$ とし、前記背面熱交換器の最も前記前面熱交換器に近い点が、前記クロスフローファンの回転中心よりも、前記前面熱交換器側に位置し、前記クロスフローファンの翼の出口角 β_2 を $22^\circ \leq \beta_2 \leq 28^\circ$ としたものである。

発明の効果

[0009] この発明は、クロスフローファンの回転中心よりも上方に位置する前面熱交換器の、水平に対する設置角度 α を $65^\circ \leq \alpha \leq 90^\circ$ とし、背面熱交換器の最も前記前面熱交換器に近い点が、前記クロスフローファンの回転中心よりも、前記前面熱交換器側に位置し、前記クロスフローファンの翼の出口角 β_2 を $22^\circ \leq \beta_2 \leq 28^\circ$ としたもので、所定風量を得るのに必要なファンモータ入力、回転数を低減することができる。

図面の簡単な説明

[0010] [図1]この発明の実施形態1の構成を示す空気調和機の構成図である。
[図2]この発明の実施形態1の構成を示す空気調和機内部の流跡である。
[図3]この発明の実施形態1の構成を示すクロスフローファンの翼の構成図である。
[図4]この発明の実施形態1の構成を示すクロスフローファンの翼の構成図である。
[図5]この発明の実施形態1の構成を示すクロスフローファンの翼の相対速度分布図である。
[図6]この発明の実施形態1の構成を示す空気調和機の構成図である。
[図7]この発明の実施形態1の構成を示す空気調和機の流跡である。

[図8]この発明の実施形態1の構成を示す熱交換器内部の流跡である。

[図9]この発明の実施形態1の構成を示す熱交換器風下側の流れの説明図である。

[図10]この発明の実施形態1の構成を示す風量と熱交換器の設置角度の関係を表す図である。

[図11]この発明の実施形態1の構成を示すファンモータ入力と熱交換器の設置角度の関係を表す図である。

[図12]この発明の実施形態2の構成を示すファンモータ入力と出口角の関係を表す図である。

[図13]この発明の実施形態2の構成を示すクロスフローファンのトルク分布を表す図である。

[図14]この発明の実施形態3の構成を示すファンモータ入力と入口角の関係を表す図である。

[図15]この発明の実施形態3の構成を示すクロスフローファン吸込み領域の負圧面の剥離を表す図である。

[図16]この発明の実施形態3の構成を示すクロスフローファン吹出し領域の圧力面の剥離を表す図である。

[図17]この発明の実施形態3の構成を示すスタビライザー近傍の負圧面の剥離を表す図である。

[図18]この発明の実施形態4の構成を示すファンモータ入力を表す図である。

[図19]この発明の実施形態4の構成を示す風量を表す図である。

[図20]この発明の実施形態4の構成を示すクロスフローファン吸込み領域の負圧面の剥離を表す図である。

[図21]この発明の実施形態6の構成を示す室内ユニットの断面を表す図である。

[図22]この発明の実施形態6の構成を示すファンモータ入力を表す図である。

[図23]この発明の実施形態6の構成を示す速度ベクトルを表す図である。

符号の説明

- [0011] 1 クロスフローファン、2 前面熱交換器、3 背面熱交換器、4 設置角度、6 吸込み口、7 吹出しき、8 室内ユニット、10 ファン吸込み領域、12 迎え角、13 翼

、14 負圧面、15 圧力面、21 入口角、角度、38 ファン吹出し領域、40 スタビライザ近傍の領域、43、44 補助熱交換器、48 距離。

発明を実施するための最良の形態

[0012] 実施の形態1.

図1はこの発明の実施の形態1に係わる空気調和機の室内ユニットの断面図、図2はこの発明の実施の形態1に係わる室内ユニット内の空気の流跡を表す図、図3、図4はこの発明の実施形態1の構成を示すクロスフローファンの翼の構成図である。

[0013] 図1において、室内ユニット8は、前面パネルの56の前面と上面に吸込口6が設けられ、下面に吹出口7が設けられた室内ユニット8と室内ユニット8の吹出口7に対応して設けられたクロスフローファン1、上縁部及び下縁部がそれぞれ後退して形成され、前面と上面の吸込口6にそれぞれ対向するように設けられた前面熱交換器2、前面熱交換器2の背面側に、上縁部がこの前面熱交換器2の上縁部に近接して上面の吸込口6に対向する位置に、下縁部が前面熱交換器2から離れる方向に傾斜して配置された背面熱交換器3、前面パネル56の内側に設けられた空気清浄フィルター5、クロスフローファン1内に発生する空気がスムースに流動するようとするスタビライザー39、前面熱交換器2に設けられた補助熱交換器43及び背面熱交換器3に設けられた補助熱交換器44を備えている。また、クロスフローファン1の回転中心点をO、背面熱交換器3の最も前面熱交換器2に近い点をAで示し、また、前面熱交換器2の設置状態は、前面熱交換器2上部の設置角度4で示している。

[0014] 次に、室内ユニット8の動作について図1～11により説明する。

図2は室内ユニット8内の空気の流跡を表す図であるが、吸込み領域10はクロスフローファン1の吸込み領域の一部、吹出し領域38はクロスフローファン1の吹出し領域の一部である。また、領域40はスタビライザー39近傍の領域40である。そして、空気9は矢印11に示すように背面熱交換器3の方向からファン吸込み領域10に流入している。

また、図3において、クロスフローファンの翼13、翼13の負圧面14、圧力面15、翼13の前縁18の端点B、後縁19の端点Cを示し、迎え角12は直線BCと点Bにおける空気9の相対速度ベクトル17とのなす角度であり、矢印16の方向を正とする。

- [0015] 図4において、出口角20、入口角21、翼弦22、翼弦22の長さを表す翼弦長23、反り線24、翼弦22上の点Dから垂線を引き、反り線24と交わる点Eとしたとき、線分DEの最大長さを表す最大反り25、最大翼厚さ41、クロスフローファン1の回転中心Oを中心とし、点Bを通る円26、クロスフローファン1の回転中心Oを中心とし、点Cを通る円27を示し、円26の半径は円27よりも大きい。ここで、出口角20は反り線24と円26とのなす角度であり、入口角21は反り線24と円27とのなす角度であり、翼弦22は線分BCであり、最大翼厚さ41は負圧面14と圧力面に接する円の最大直径である。
- [0016] 上記の構成において、クロスフローファン1がファンモータ(図示せず)の作動により回転すると、室内ユニット8の外部にある空気9が吸込み口6から吸引され、空気清浄フィルター5、前面熱交換器2および背面熱交換器3、クロスフローファン1を経由して、吹出し口7から吹出される。ここで、空気清浄フィルター5は空気9に含まれているほこりを除去し、前面熱交換器2および背面熱交換器3は空気9と熱交換を行い、空気9を冷房運転時は冷却、暖房運転時は加熱する。
- [0017] ここで、クロスフローファン1の翼13の相対速度分布を図5により説明する。図5はファン吸込み領域10において迎え角が大きく、負圧面14で剥離が生じている様子を示している。このように、負圧面14で剥離が生じると所定の風量を得るために必要なファンモータ入力、ファン回転数が大きくなる、という問題がある。
- [0018] 負圧面14における剥離を抑制する方法は、図2に示すように空気9を背面熱交換器3の方向からファン吸込み領域10に流入させるのではなく、前面熱交換器2の方向からファン吸込み領域10に流入させる方法と、翼13の出口角20を小さくする等の翼13の形状を修正する方法がある。しかし、後者の方法では吹出し領域において風が流れにくい形状となるため、所定風量を得るために必要なファンモータ入力、ファン回転数が大きくなる、という問題があるので、前面熱交換器2の方向からファン吸込み領域10に流入させる方法が望ましい。
- [0019] 次に前面熱交換器2の方向からファン吸込み領域10に流入させる方法について図6～9により説明する。図6はこの発明の実施形態1の構成を示す空気調和機の構成図、図7は空気調和機の流跡、図8は熱交換器への風の流入角度と流出角度の関

係を示す図、図9は熱交換器の風下側の流れの説明図である。

[0020] 図6は前面熱交換器2と背面熱交換器3の配置をクロスフローファン1の回転中心Oよりも上方に位置する前面熱交換器2の設置角度4を水平に対して 65° 以上とし、背面熱交換器3の最も前面熱交換器2に近い点が、クロスフローファン1の回転中心Oよりも、前面熱交換器2側に位置させた一例を示すものである。28は直線OAと点Oから垂直に伸ばした線とのなす角度であり、図6において角度4は 73.6° 、角度28は 17.6° である。

[0021] この構成における空気調和機の空気の流跡は、図7に示すように図2とは異なり、前面熱交換器2の方向からファン吸込み領域10へ流入する流れが形成されている。

[0022] このように、前面熱交換器2の方向からファン吸込み領域10へ流入する流れが形成されている理由について説明する。

まず、熱交換器への風の流入角度と流出角度の関係について図8により説明する。図8は、モデルの熱交換器29を風洞に置いて、風の流入角度30を変化させたときの、熱交換器29の流出角度31の3次元流体解析結果を示す図である。図8に示すように流入角度30に依らず、流出角度31は小さく、熱交換器29に対して風はほぼ垂直に流出する。これは冷媒配管32とフィン(図示せず)33の相互作用によるものである。

[0023] 次に、前面熱交換器2の方向からファン吸込み領域10へ流入する流れが形成されている理由を図9により説明する。図9は、図7において前面熱交換器2の方向からファン吸込み領域10へ流入する流れが形成されている理由の説明図である。

図8で示したようにモデルの熱交換器29の流入角度30に依らず、流出角度31は熱交換器29に対して、ほぼ垂直であるから、前面熱交換器2に垂直な速度ベクトル34と背面熱交換器3に対して垂直な速度ベクトル35を考える。速度ベクトル34と速度ベクトル35の合成速度ベクトル36において、合成速度ベクトル36が前面熱交換器2からファン吸込み領域10へ向かう方向で、かつ合成速度ベクトル36と合成速度ベクトル36の水平成分のベクトル42とのなす角度37が小さいほど、ファン吸込み領域において前面熱交換器2の方向から吸込み領域10に流入しやすくなる。また、角度37を小さくする方法は、前面熱交換器2の設置角度4を大きくし、直線OAと点Oを通る

垂線とのなす角度28(図6参照)を大きくするのがよい。

- [0024] ここで、前面熱交換器2の設置角度4について実験した結果を図10、図11により説明する。図10は、クロスフローファン1の回転数を1500rpmとし、角度4を変えたときの、室内ユニット8から吹出される風量と角度4との関係の実験値を表す図であり、図11は室内ユニット8から吹出される風量が $16\text{m}^3/\text{min}$ のときの、ファンモータ入力と角度4との関係の実験値を表す図である。なお、図10、および図11に示す実験に用いたクロスフローファン1は、翼13の外径を $\phi 100$ 、出口角20を 26° 、入口角21を 9° 、翼弦長23を12.4mm、最大反り25を2.5mmとしてある。
- [0025] また、前面熱交換器2および背面熱交換器3は、段数がそれぞれ4段、6段、列数は2列であり、冷媒配管32の列ピッチは12.7mm、段ピッチは20.4mmであり、室内ユニット8の高さは305mmであり、翼13と前面熱交換器2との最短距離は15mmであり、角度4を $60\sim90^\circ$ として実験を行った。また、図10において、角度4が 60° 、1500rpmのときの風量を100としてある。また、図11において、角度4が 60° 、1500rpmのときのファン入力を100としてある。
- [0026] 図10のように角度4は大きいほど1500rpmのときの風量は大きくなり、図11に示すように角度4は大きいほど風量が $16\text{m}^3/\text{min}$ のときの、ファンモータ入力は低減する。なお、冷房運転時に空気9が前面熱交換器2、補助熱交換器43を通過するときに凝縮され、水滴が生じやすいが、角度4が 65° よりも小さい場合は、水滴の一部がクロスフローファン1へ流入し、室内ユニット8の外部へ吹出されたり、吹出し口7の壁面に付着するという問題がある。また、角度4が 90° 以上になると、前面熱交換器2、補助熱交換器43の接合部付近で両者の距離が短くなり順風抵抗となる。また、ユニットの奥行きも増えるという問題がある。
- [0027] 以上のように、前面熱交換器2の角度4が $65\sim90^\circ$ でなく、背面熱交換器3の最も前面熱交換器2に近い点Aが、クロスフローファン1の回転中心である点Oよりも、背面熱交換器3側に位置しないときは、所定風量を得るのに必要なファンモータ入力、回転数が大きいという課題があったが、前面熱交換器2の角度4を $65\sim90^\circ$ とし、背面熱交換器3の最も前面熱交換器2に近い点Aが、クロスフローファン1の回転中心である点Oよりも、前面熱交換器2側に位置するとき、所定風量を得るのに必要なファ

ンモータ入力を小さくすることができる。

- [0028] なお、本実施の形態では図6に示すように前面熱交換器2の点Fと点Gが一直線上にある場合について説明したが、点Fと点Gは一直線上になくてもよく、この場合、FGが曲線の場合の角度4は、曲線FG上の接線と、水平線とのなす角度の最大値とする。

- [0029] 実施の形態2.

本実施の形態は、所定風量を得るのに必要なファンモータ入力を小さくすることができるクロスフローファン1の翼13の出口角20の範囲を実験によって定めたものである。

- [0030] 図12はこの発明の実施形態2の構成を示すファンモータ入力と出口角の関係を表す図、図13はこの発明の実施形態2の構成を示すクロスフローファンのトルク分布を表す図である。空気調和機の構成は実施の形態1の図6と構成が同じであり、実施の形態1の図4の出口角20の範囲を定めたものであり構成の説明を省略する。

- [0031] 実験に用いたクロスフローファン1は、翼13の外径をφ100、入口角21を94°、翼弦長23を12.4mm、最大反り25を2.5mmとし、図6の角度4は73.6°、角度28は17.6°とし、前面熱交換器2および背面熱交換器3は、段数がそれぞれ4段、6段、列数は2列、冷媒配管32の列ピッチは12.7mm、段ピッチは20.4mm、室内ユニット8の高さは305mmとした。

そして、クロスフローファン1の翼13の出口角20を22～30°と変え、室内ユニット8から吹出される風量が16m³/minに必要なファンモータの入力を調べた。

- [0032] 実験結果を図12に示す。図12において出口角20が25°、室内ユニット8から吹出される風量が16m³/minのときの、ファンモータ入力を100としてある。

図12に示すように、出口角20が25°のときファンモータ入力は最小値となった。

- [0033] 次に、この理由について図6、図12、図13により説明する。図13は出口角20が22°、25°、28°のときの、クロスフローファン1の翼13毎のトルク分布の割合を示す図である。図13のプロットの位置と値の意味は図6の各々の翼13の位置におけるトルクの割合を表し、トルクの割合は各々の位置における翼13のトルクを翼13全体のトルクの総和で割ったものである。また、図13において、例えば'+(22deg)'と'-(22

deg)'の意味は、「+」がファンモータ入力を増加させる領域、「-」がファンモータ入力を低減させる領域を意味する。なお、「-」のファンモータ入力を低減させる領域は迎え角12が小さすぎ、圧力面15が剥離することにより、圧力面15の静圧の方が負圧面14の静圧よりも低くなっている領域である。

- [0034] 図13より、出口角20が大きいほど、ファン吹出し領域38のトルク割合が小さくなるが、ファン吸込み領域10のトルク割合が大きくなる。これはファン吹出し領域38において風量に有効な翼13間面積が増加する一方、ファン吸込み領域において迎え角12が大きく、負圧面14で剥離が生じやすくなるためである。
- 逆に出口角20が小さいほど、ファン吸込み領域10のトルク割合が小さくなるが、ファン吹出し領域38のトルク割合が大きくなる。これは、ファン吸込み領域10において迎え角12(図3参照)が小さく、負圧面14で剥離が生じにくい一方、ファン吹出し領域38において風量に有効な翼13間面積が減少するためである。
- [0035] 図12において出口角20が 25° のとき、ファンモータ入力が最小となったが、これは上述のように出口角20が大きい場合も小さい場合も長所、短所があり、長所、短所の両方を考慮したとき、ファンモータ入力は出口角20が 25° のとき最も有利である。なお、上述では角度4が 73.6° の場合についての出口角について説明したが、設置角度4が大きいほど、ファンモータ入力が最小となる出口角20は大きくなり、角度4が小さいほど、ファンモータ入力が最小となる出口角20は小さくなる。詳細は省略するが、角度4が 90° のとき、ファンモータ入力が最小となる出口角20は 28° 、角度4が 65° のとき、ファンモータ入力が最小となる出口角20は 22° であった。
- [0036] 以上のように、前面熱交換器2の角度4が $65\sim90^\circ$ でなく、背面熱交換器3の最も前面熱交換器2に近い点Aが、クロスフローファン1の回転中心である点Oよりも、背面熱交換器3側に位置し、クロスフローファン1の翼13の出口角20が $22^\circ\sim28^\circ$ でないときは、所定風量を得るのに必要なファンモータ入力が大きいという課題があつたが、前面熱交換器2の角度4を $65\sim90^\circ$ とし、背面熱交換器3の最も前面熱交換器2に近い点Aが、クロスフローファン1の回転中心である点Oよりも、前面熱交換器2側に位置し、クロスフローファン1の翼13の出口角20を $22^\circ\sim28^\circ$ とすることにより、所定風量を得るのに必要なファンモータ入力を小さくすることができる。

[0037] 実施の形態3.

本実施の形態は、ファンモータが所定回転数のときの風量を大きくすることができるクロスフローファン1の翼13の入口角21の範囲を実験によって定めたものである。

図14はこの発明の実施形態3の構成を示すファンモータ入力と入口角の関係を表す図、図15はこの発明の実施形態3の構成を示すクロスフローファン吸込み領域の負圧面14の剥離を表す図、図16はこの発明の実施形態3の構成を示すクロスフローファン吹出し領域の圧力面の剥離を表す図、図17はこの発明の実施形態3の構成を示すスタビライザー近傍の負圧面14の剥離を表す図である。

空気調和機の構成は実施の形態1の図6と構成が同じであり、実施の形態1の図4の入口角21の範囲を定めたものであり構成の説明を省略する。

[0038] 実験に用いたクロスフローファン1は、翼13の外径を $\phi 100$ 、出口角20を 25° 、翼弦長23を12.4mm、最大反り25を2.5mmとし、図6の角度4は 73.6° 、角度28は 17.6° とし、前面熱交換器2および背面熱交換器3は、段数がそれぞれ4段、6段、列数は2列、冷媒配管32のピッチは列ピッチは12.7mm、段ピッチは20.4mm、室内ユニット8の高さは305mmとした。

そして、クロスフローファン1の翼13の入口角21を $88\text{--}104^\circ$ と変え、クロスフローファン1の回転数を1500rpmのときの、室内ユニット8から吹出される風量を調べた。

[0039] 実験結果を図14に示す。図14において入口角21が 96° 、クロスフローファン1の回転数を1500rpmのときの、室内ユニット8から吹出される風量を100としてある。図14に示すように、入口角21が 96° のとき風量は最大値となった。

[0040] 次にこの理由について図6、図14ー17により説明する。図15はファン吸込み領域10において負圧面14で剥離が生じている例を示す相対速度分布を表す図、図16はファン吹出し領域38において圧力面15で剥離が生じている例を示す相対速度分布を表す図、図17は図1に示すスタビライザー39近傍において負圧面14で剥離が生じている例を示す相対速度分布を表す図である。

[0041] 入口角21が小さいとファン吸込み領域10において、負圧面14が剥離しにくくなり、ファン吹出し領域38において迎え角12(図3参照)が小さくなりすぎないため、圧力面15において剥離しにくくなる一方、図17に示すようにスタビライザー39近傍の領

域40において負圧面14が剥離しやすくなるという課題がある。逆に入口角21が大きいとスタビライザー39近傍の領域40において負圧面14が剥離しにくくなる一方、図15に示すようにファン吸込み領域10において、負圧面14が剥離しやすく、図16に示すようにファン吹出し領域38において迎え角12が小さくなりすぎ、圧力面15において剥離しやすくなる、という課題がある。

- [0042] 図14において入口角21が96° のとき、1500rpmのときの風量が最大となつたが、これは上述のように入口角21が大きい場合も小さい場合も長所、短所があり、長所、短所の両方を考慮したとき、風量は入口角21が96° のとき最も有利である。

風量は入口角21が96° のとき最大となり、このときの風量比を100としているがこの最大風量比の0.5%の範囲の99.5～100%を許容範囲とし、これに対応する。入口角21が91° ～100° の範囲は好ましい状態である。

- [0043] 以上のように、前面熱交換器2の角度4が65～90° でなく、背面熱交換器3の最も前面熱交換器2に近い点Aが、クロスフローファン1の回転中心である点Oよりも、背面熱交換器3側に位置し、クロスフローファン1の翼13の入口角21が91° ～100° でないときは、所定回転数のときの風量が小さいという課題があつたが、前面熱交換器2の角度4を65～90° とし、背面熱交換器3の最も前面熱交換器2に近い点Aが、クロスフローファン1の回転中心である点Oよりも、前面熱交換器2側に位置し、クロスフローファン1の翼13の入口角21を91° ～100° とすることにより、所定回転数のときの風量を大きくすることができる。

- [0044] 実施の形態4.

本実施の形態は、クロスフローファン1の翼13の最大反りをhc、翼13の外径をDとしたとき、所定風量を得るのに必要なファンモータ入力を小さくすることができるクロスフローファン1の翼13のhc/Dの範囲を実験によって定めたものである。

図18はこの発明の実施形態4の空気調和機の翼13のhc/Dを変化させたとき、室内ユニット8から吹出される風量が $16\text{m}^3/\text{min}$ のときの、ファンモータ入力とhc/Dの関係の実験値を表す図、図19はこの発明の実施形態4の空気調和機の1500rpmのときの、風量とhc/Dの関係の実験値を表す図、図20はこの発明の実施形態4の構成を示すクロスフローファン吸込み領域の負圧面の剥離を表す図である。

空気調和機の構成は実施の形態1の図6と構成が同じであり、実施の形態1の図4において hc/D の範囲を定めたものであり構成の説明を省略する。

[0045] 実験に用いたクロスフローファン1は、翼13の外径を $\phi 100$ 、出口角20を 25° 、入口角21を 96° 、翼弦長23を12.4mm、最大翼厚さ41を1.07mmとし、図6の角度4は 73.6° 、角度28は 17.6° とし、前面熱交換器2および背面熱交換器3は、段数がそれぞれ4段、6段、列数は2列で、冷媒配管32のピッチは10.2mmで、室内ユニット8の高さは305mmとした。

そして、 hc/D を0.024～0.029と変え、室内ユニット8から吹出される風量が $16\text{ m}^3/\text{min}$ に必要なファンモータ入力を調べた。ただし、 hc は翼13の最大反り25、Dは翼13の外径である。

[0046] 実験結果を図18に示す。図18において、 hc/D が0.026、室内ユニット8から吹出される風量が $16\text{ m}^3/\text{min}$ のときの、ファンモータ入力を100としてある。また、図19において、 hc/D が0.024、1500rpmのときの、風量を100としてある。

図18に示すように、 hc/D が0.026のとき、室内ユニット8から吹出される風量が $16\text{ m}^3/\text{min}$ に必要なファンモータ入力が最も小さく、また、図19に示すように hc/D が大きいほど、1500rpmのときの風量が大きくなつた。

[0047] 次に、この理由を図18～20により説明する。図20はファン吸込み領域10の負圧面14剥離の様子を表す図である。

図20に示すように、 hc/D が大きいと、ファン吸込み領域10において負圧面14の前縁18で剥離しやすく、 hc/D が小さいと、ファン吸込み領域10において負圧面14の前縁18では剥離しにくいが、負圧面14の後縁19で剥離しやすくなる。そのため、図18に示したようにファンモータ入力は hc/D が0.026のとき、最も小さくなる。

[0048] また、 hc/D が大きいほど、反りが大きくなり、高揚力となる。そのため、図19に示したように所定回転数のときの風量が大きくなる。

なお、上述では角度4が 73.6° の場合の hc/D について説明したが、角度4が 90° のときは、ファンモータ入力が最小となる hc/D は0.025であり、角度4が 65° のときは、ファンモータ入力が最小となる hc/D は0.028であった。

従つて、 hc/D が0.025～0.028のとき、所定風量を得るのに必要なファンモータ

入力が小さくなり、所定回転数のときの風量が大きくすることができる。

[0049] 以上のように、前面熱交換器2の角度4が65～90°でなく、背面熱交換器3の最も前面熱交換器2に近い点Aが、クロスフローファン1の回転中心である点Oよりも、背面熱交換器3側に位置し、クロスフローファン1の翼13の外径をD、最大翼厚さ41をhcとし、 hc/D が0.025～0.028でないときは、所定風量を得るのに必要なファンモータ入力が大きいという課題があったが、前面熱交換器2の角度4を65～90°とし、背面熱交換器3の最も前面熱交換器2に近い点Aが、クロスフローファン1の回転中心である点Oよりも、前面熱交換器2側に位置し、クロスフローファン1の翼13の外径をD、最大翼厚さ41をhcとし、 hc/D が0.025～0.028のとき、所定風量を得るのに必要なファンモータ入力を小さくすることができる。

[0050] 実施の形態5.

本実施の形態は、所定風量を得るのに必要なファンモータ入力を小さくするため、前面熱交換器2側の通風抵抗体と背面熱交換器3側の通風抵抗体の圧力損失の大小について実験によって定めたものである。

空気調和機の構成は実施の形態1の図9と構成が同じであり説明を省略する。

[0051] 実験は図9に示すように、前面熱交換器2側の通風抵抗体を補助熱交換器43、背面熱交換器3側の通風抵抗体を補助熱交換器44とし、表1に示すようにケースAは補助熱交換器43と補助熱交換器44の通風抵抗をそれぞれ1とした場合、ケースBは、補助熱交換器43の通風抵抗を2(ケースAの補助熱交換器43の通風抵抗の2倍)、補助熱交換器44の通風抵抗を1(ケースAの補助熱交換器44の通風抵抗と同じ)、ケースCは、補助熱交換器43の通風抵抗を1、補助熱交換器44の通風抵抗を2とした状態における、室内ユニット8から吹出される風量が16m³/minのときの、ファンモータ入力を調べた。

[0052] [表1]

補助熱交換器の通風抵抗とファンモータ入力

ケース	補助熱交換器の通風抵抗		ファンモータ入力 (風量 $86 \text{ m}^3/\text{min}$ のとき)
	補助熱交換器 43	補助熱交換器 44	
A	1	1	100
B	2	1	106.4
C	1	2	104.6

[0053] 実験結果は表1に示すが、ケースAで補助熱交換器43と補助熱交換器44の通風抵抗をそれぞれ1とした場合、風量 $16 \text{ m}^3/\text{min}$ のときのファンモータ入力を100としてある。

ファンモータ入力は、ケースAが一番小さく、ケースBが106.4で最も大きく、ケースCが104.6で中間であった。この結果から、ファンモータ入力が小さくするには補助熱交換器43と補助熱交換器44の通風抵抗が同じにするのが最も好ましく、補助熱交換器43の通風抵抗を補助熱交換器44の通風抵抗より小さくするのが好ましい。

すなわち、ファンモータ入力が小さくするには前面熱交換器2側の通風抵抗を背面熱交換器3側の通風抵抗と同じにするのが最も好ましく、前面熱交換器2側の通風抵抗を背面熱交換器3側の通風抵抗より小さくするのが好ましい。

[0054] 次に、この理由を図9により説明する。図9に示したベクトル図を考えると、速度ベクトル36の大きさが大きく、角度37が小さいほど、ファン吸込み領域10において、迎え角16を小さくできるため、負圧面14での剥離を抑制することができる。速度ベクトル36の大きさを大きく、角度37を小さくするには、速度ベクトル34は大きさを大きくし、ベクトルの向きを水平に近づける、速度ベクトル35は大きさを小さくし、ベクトルの向きを垂直に近づける、のがよい。表1の結果は速度ベクトル36の大きさが大きく、角度37が小さいほど、ファンモータ入力が小さい、ということを表している。

[0055] なお、本実施の形態では前面熱交換器2および、背面熱交換器3の風上側の抵抗体を補助熱交換器43、44を用いたが、例えば電気集塵器等の通風抵抗体であってもよい。ただし、空気清浄フィルター5は通風抵抗体に含まないものとする。また、前面熱交換器2側の通風抵抗体の圧力損失、および背面熱交換器3側の通風抵抗体

の圧力損失の定義は各々の抵抗体を風洞に設置し、前面熱交換器2および背面熱交換器3に対して垂直方向に同じ風量の空気を流したときの、通風抵抗体の風上側と風下側の静圧差とする。なお、前面熱交換器2側の通風抵抗体の圧力損失、および背面熱交換器3側の通風抵抗体の圧力損失は、前面熱交換器2、背面熱交換器3のフィンピッチ、および冷媒配管32のパイプピッチ、およびスリット46の形状等で調整することができる。

- [0056] 以上のように、前面熱交換器側の通風抵抗体の圧力損失が、背面熱交換器3側の通風抵抗体の圧力損失よりも大きい場合は、所定風量を得るのに必要なファンモータ入力が大きいという課題があったが、前面熱交換器側の通風抵抗体の圧力損失が、背面熱交換器3側の通風抵抗体の圧力損失よりも小さくすることにより、前面熱交換器側からクロスフローファン1へ向かう空気の流れが生成され、クロスフローファン1の吸込み領域における翼13の迎え角を小さくすることができ、負圧面14で失速しにくくなるため、所定風量を得るのに必要なファンモータ入力を小さくすることができる。

- [0057] 実施の形態6.

図21は本実施の形態6に係わる空気調和機の室内ユニットの断面図の図、図22はクロスフローファン1の翼13の外径をD、距離48をLとし、L/Dを変化させたときの、室内ユニット8から吹出される風量が $16\text{m}^3/\text{min}$ のときの、ファンモータ入力とL/Dとの関係の実験値を表す図である。ここで、距離48は吸込みパネル47最上部の前面熱交換器2に近い方の点と前面熱交換器2の最も吸込みパネル47に近い点との水平距離とする。また、図22において $L/D=0.6$ のときのファンモータ入力を100としてある。

- [0058] 図23は速度の合成速度ベクトルを表す図である。図23の合成速度ベクトル49は、図21の補助熱交換器43の点Hと点Iの中点Lを通り、前面熱交換器2に垂直な直線と前面熱交換器2との交点Pにおける速度ベクトル50と、補助熱交換器44の点Jと点Kの中点Mを通り、背面熱交換器3に垂直な直線と背面熱交換器3との交点Qにおける速度ベクトル51との合成ベクトルである。

- [0059] 図22に示すようにL/Dが大きいほど所定風量を得るのに必要なファンモータ入力が低減するが、 $L/D \geq 0.4$ 以上になるとファンモータ入力はほとんど変わらなくなる

。 次に理由を説明する。距離48が大きいほど、前面熱交換器2に空気が流れやすくなるため、図23に示した合成速度ベクトル49の大きさが大きくなり、合成速度ベクトル49の水平ベクトル成分52が大きくなり、角度53が小さくなる。そのため、クロスフローファン11の吸込み領域10において迎え角12が小さくなり、負圧面14で失速にくくなるためである。なお、吸い込みパネル47は風は通らず、距離48が小さいと背面熱交換器3や前面熱交換器2の最下部の方が通風抵抗は小さいため前面熱交換器2の上部には風が流れにくくなる。

[0060] いじょうのように、 $L/D < 0.4$ のときは、所定風量を得るのに必要なファンモータ入力が大きいという課題があったので、 $L/D \geq 0.4$ とすることで、クロスフローファン1の吸込み領域10において迎え角12を小さくすることができ、所定風量を得るのに必要なファンモータ入力を小さくすることができる。

請求の範囲

- [1] 室内ユニットにそれぞれ少なくとも一つの吸込み口と吹出しが設けられ、ファンモータに連結されたクロスフローファン、前面熱交換器および背面熱交換器を有する空気調和機において、

前記クロスフローファンの回転中心よりも上方に位置する前記前面熱交換器の、水平に対する設置角度 α を $65^\circ \leq \alpha \leq 90^\circ$ とし、前記背面熱交換器の最も前記前面熱交換器に近い点が、前記クロスフローファンの回転中心よりも、前記前面熱交換器側に位置し、前記クロスフローファンの翼の出口角 β_2 を $22^\circ \leq \beta_2 \leq 28^\circ$ としたことを特徴とする空気調和機。

- [2] 室内ユニットにそれぞれ少なくとも一つの吸込み口と吹出しが設けられ、ファンモータに連結されたクロスフローファン、前面熱交換器および背面熱交換器を有する空気調和機において、

前記クロスフローファンの回転中心よりも上方に位置する前記前面熱交換器の、水平に対する設置角度 α を $65^\circ \leq \alpha \leq 90^\circ$ とし、前記背面熱交換器の最も前記前面熱交換器に近い点が、前記クロスフローファンの回転中心よりも、前記前面熱交換器側に位置し、クロスフローファンの翼の入口角 β_1 を $91^\circ \leq \beta_1 \leq 100^\circ$ としたことを特徴とする空気調和機。

- [3] 室内ユニットにそれぞれ少なくとも一つの吸込み口と吹出しが設けられ、ファンモータに連結されたクロスフローファン、前面熱交換器および背面熱交換器を有する空気調和機において、

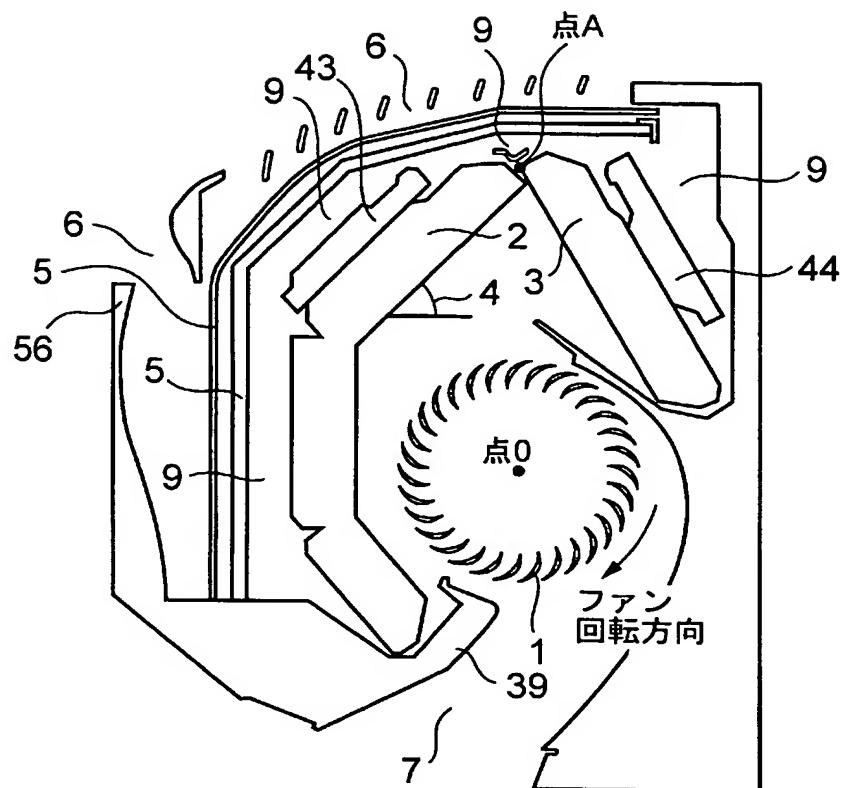
前記クロスフローファンの回転中心よりも上方に位置する前記前面熱交換器の、水平に対する設置角度 α を $65^\circ \leq \alpha \leq 90^\circ$ とし、前記背面熱交換器の最も前記前面熱交換器に近い点が、前記クロスフローファンの回転中心よりも、前記前面熱交換器側に位置し、クロスフローファンの翼の外径をD、最大反りをhcとしたとき、 $0.025 \leq hc/D \leq 0.028$ としたことを特徴とする空気調和機。

- [4] 前面熱交換器および背面熱交換器の風上側にそれぞれ通風抵抗体を少なくとも1種類以上有し、前記前面熱交換器側の前記通風抵抗体の通風抵抗を、前記背面熱交換器側の前記通風抵抗体の通風抵抗と同じか、または、前記背面熱交換器側の

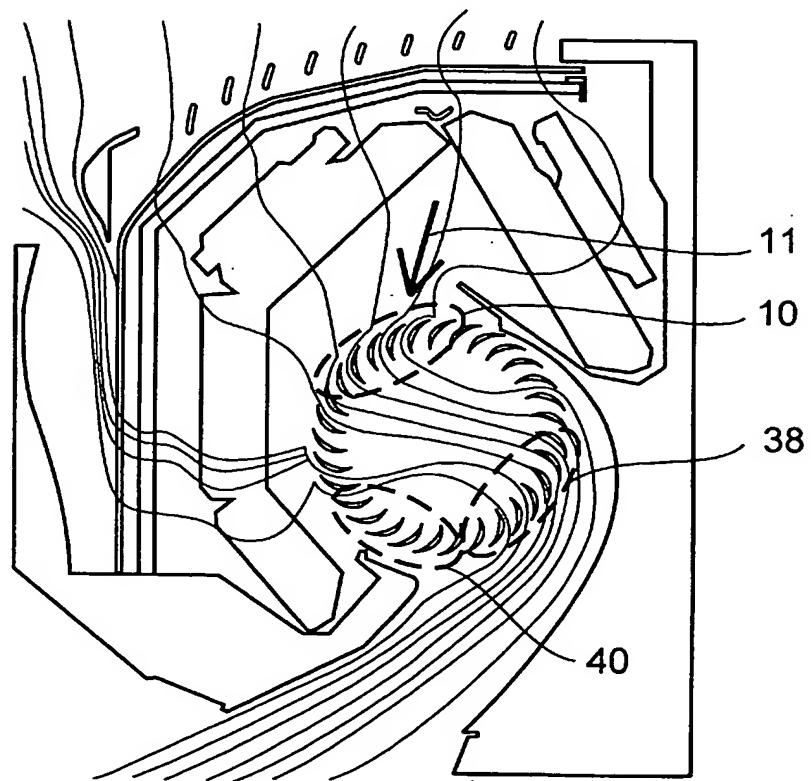
前記通風抵抗体の通風抵抗より小さくなるようにしたことを特徴とする請求項1ー3のいずれかに記載の空気調和機。

- [5] クロスフローファンの翼の外径をD、吸込みパネルと前面熱交換器の最大距離をLとしたとき、 $L/D \geq 0.4$ としたことを特徴とする請求項1ー3のいずれかに記載の空気調和機。

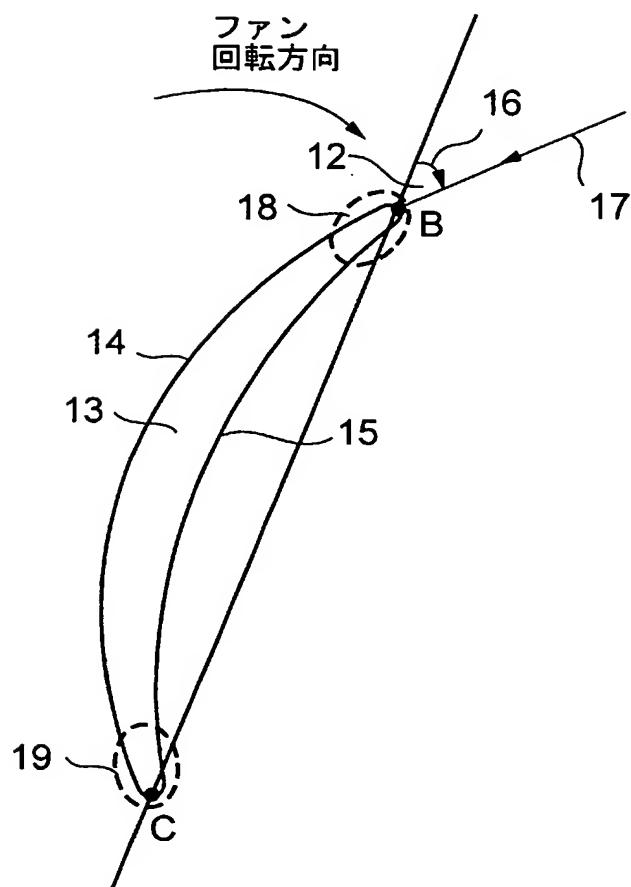
[図1]



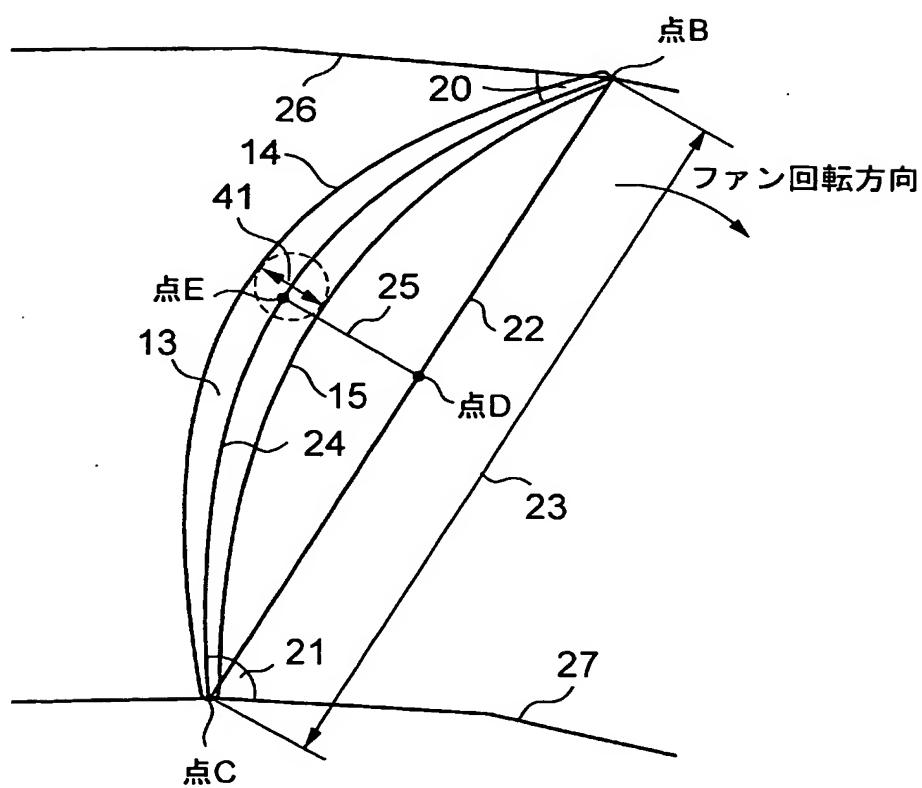
[図2]



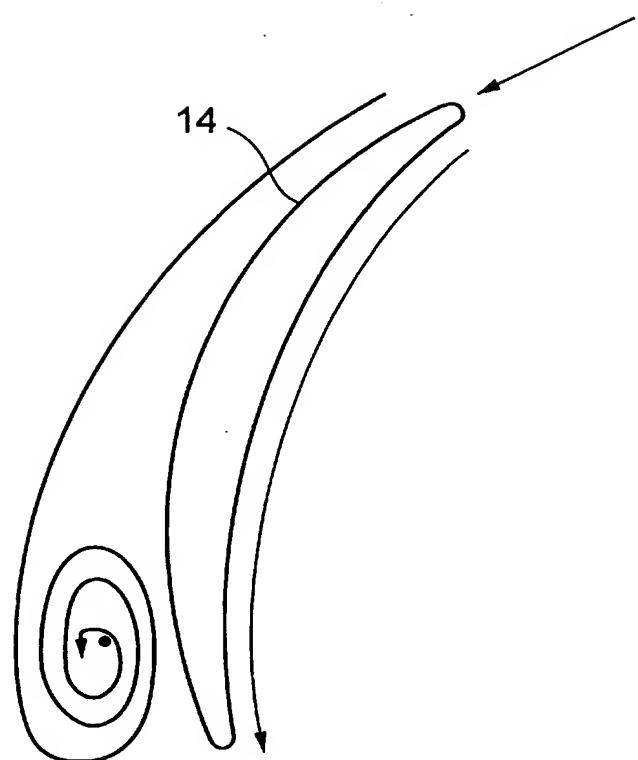
[図3]



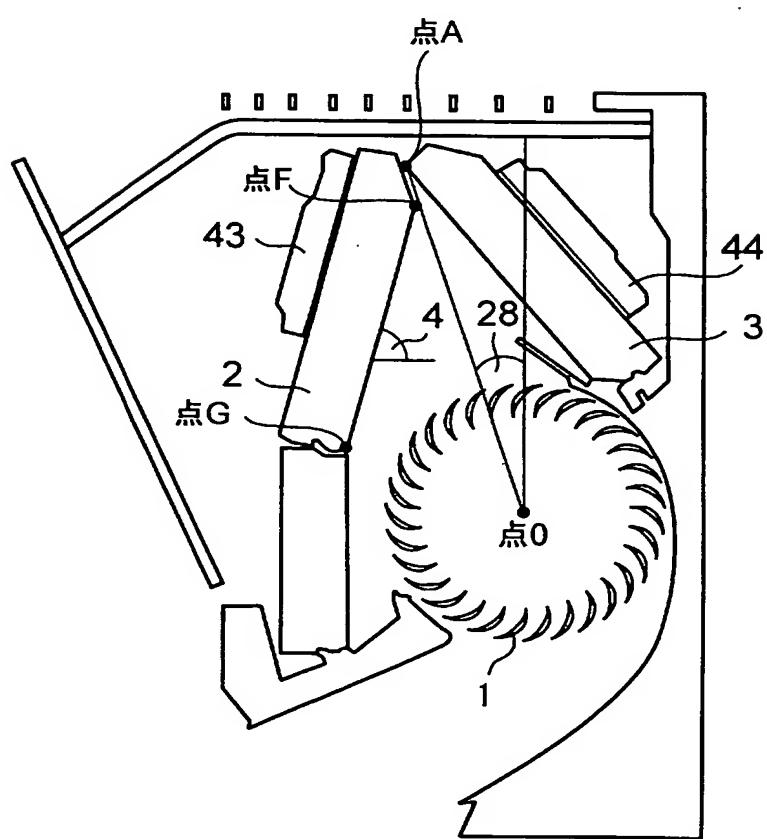
[図4]



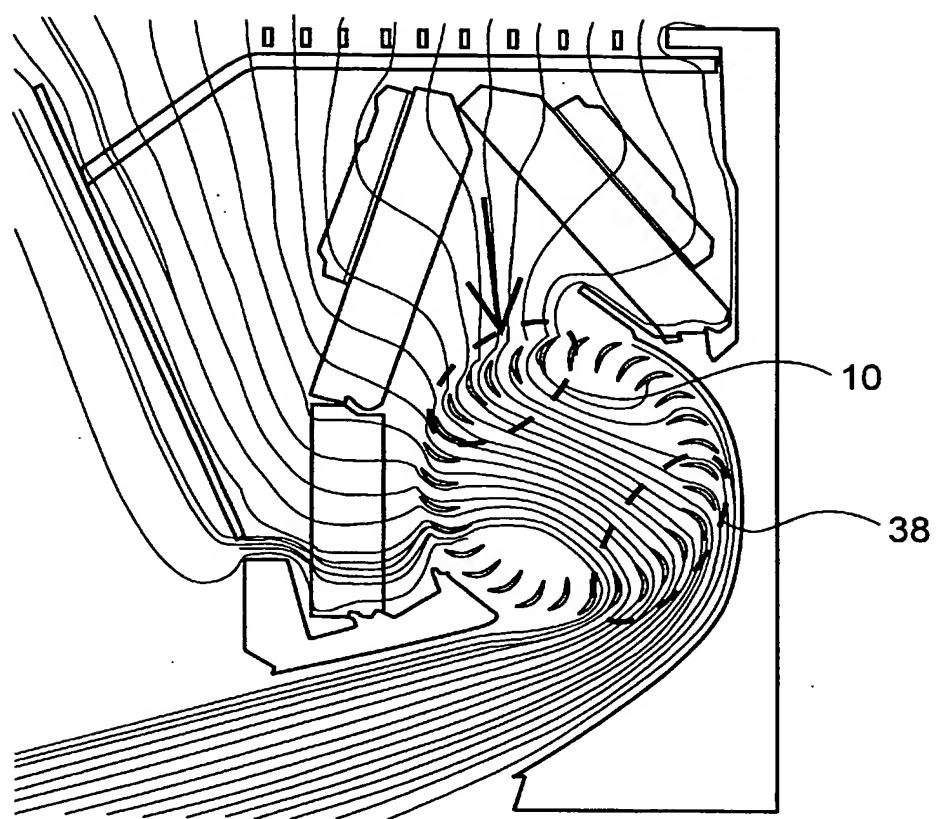
[図5]



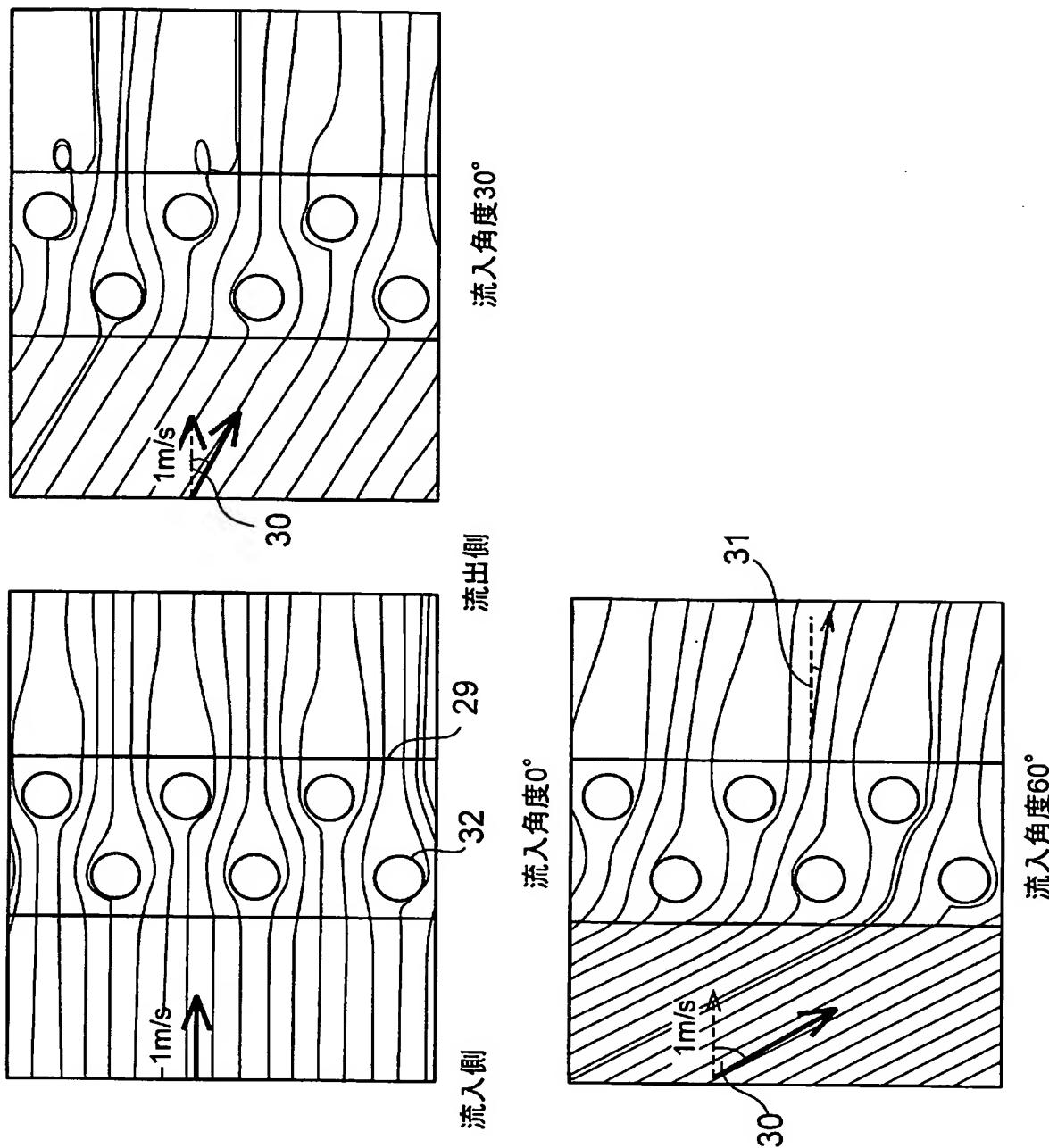
[図6]



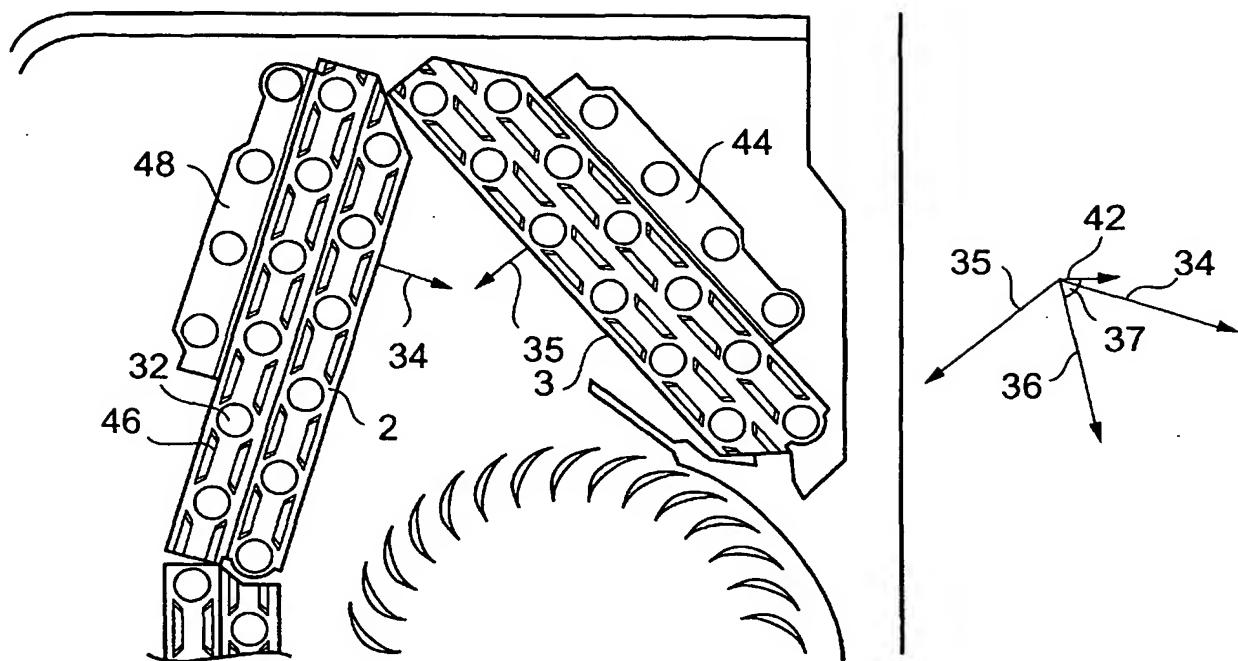
[図7]



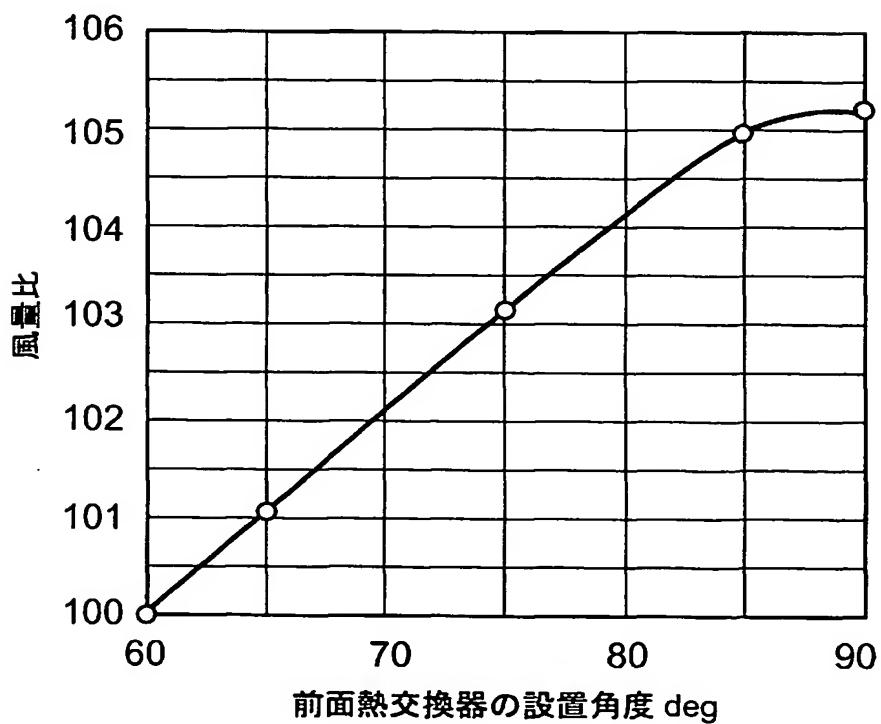
[図8]



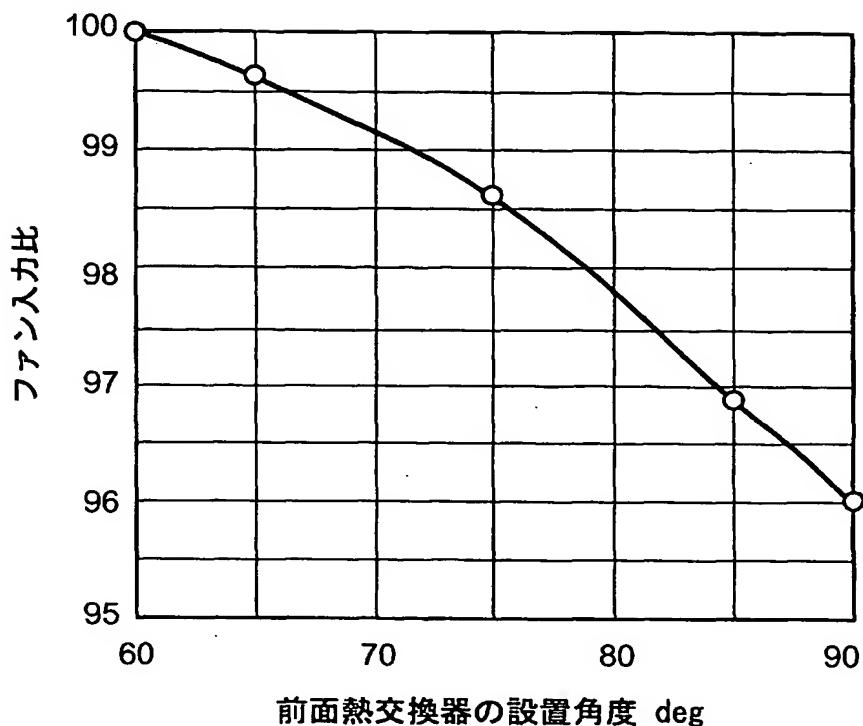
[図9]



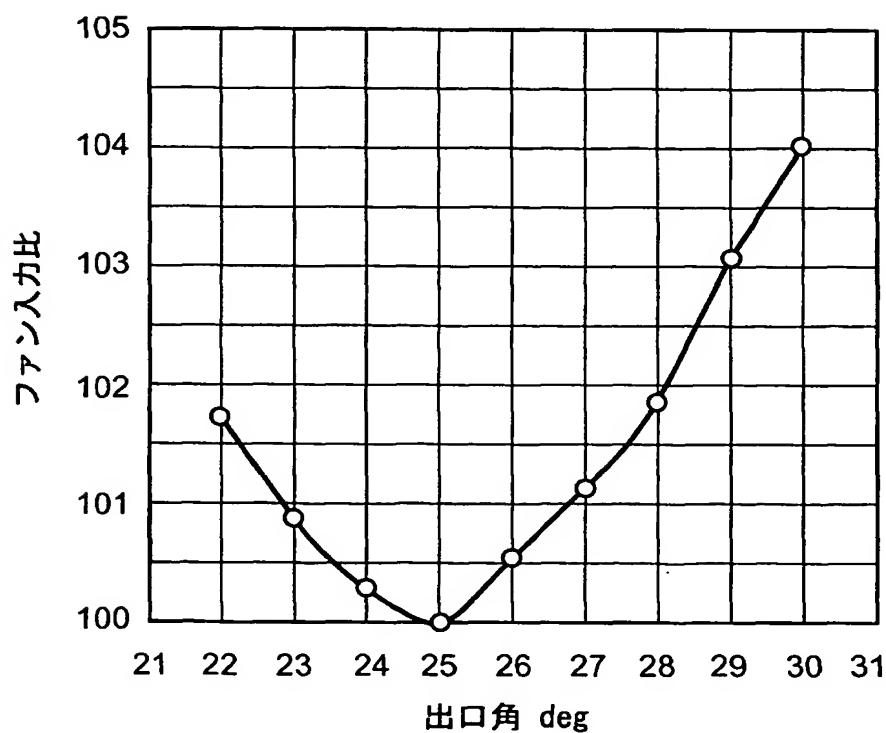
[図10]



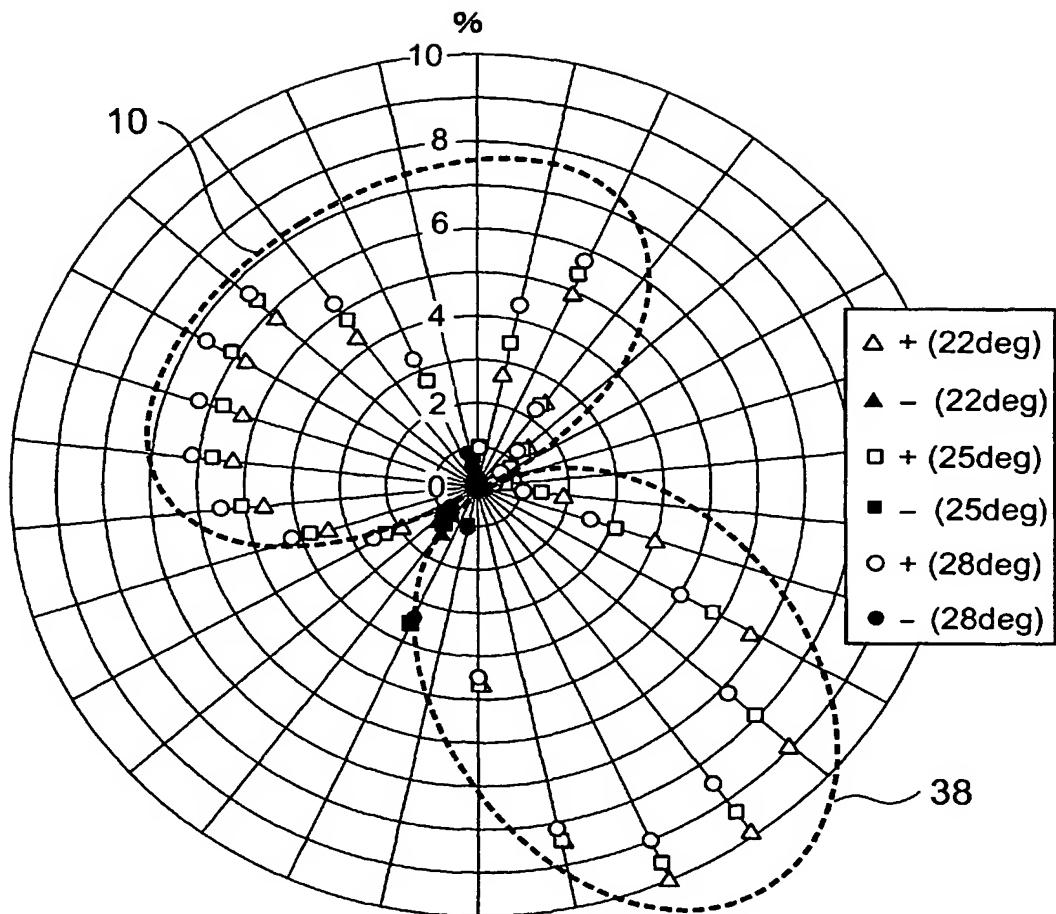
[図11]



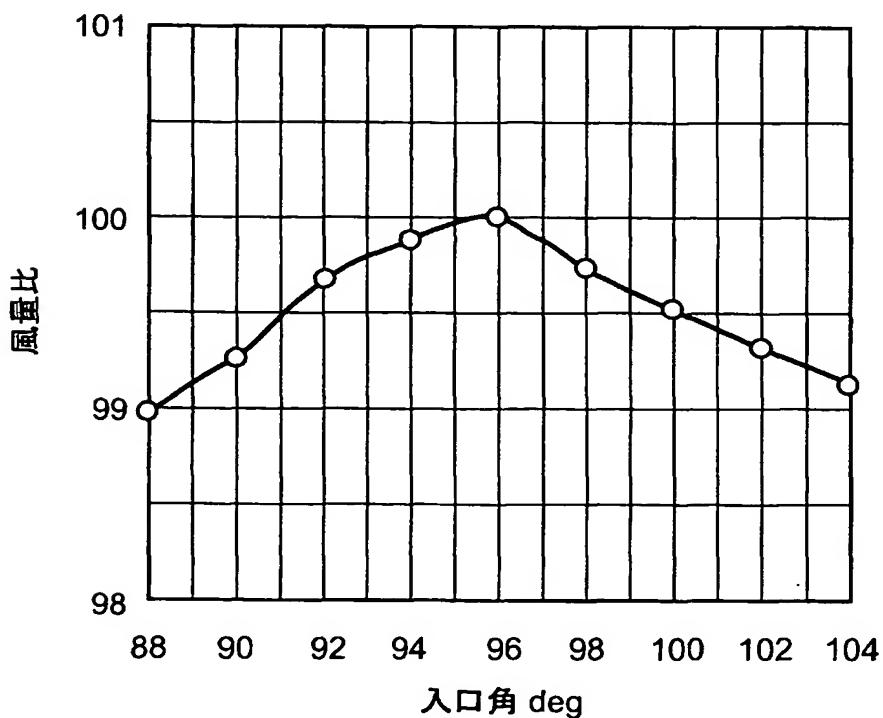
[図12]



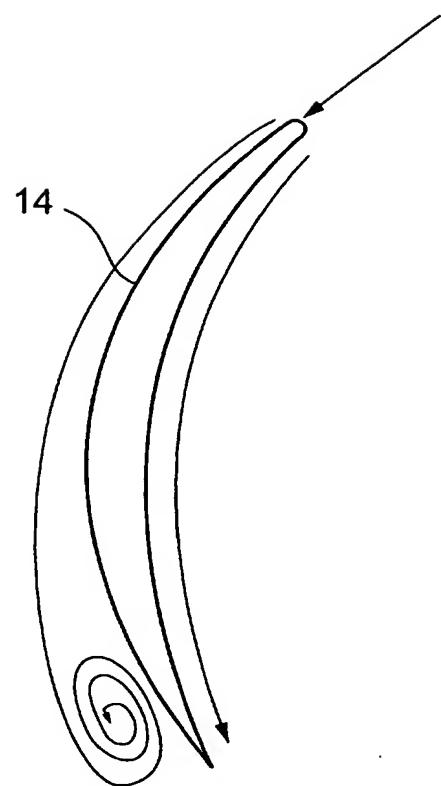
[図13]



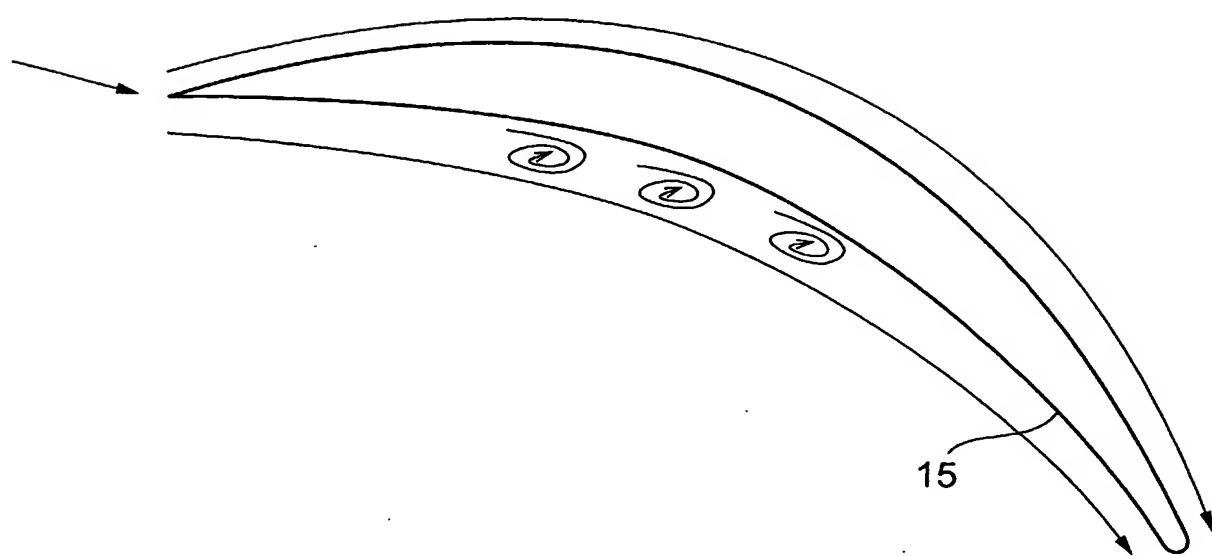
[図14]



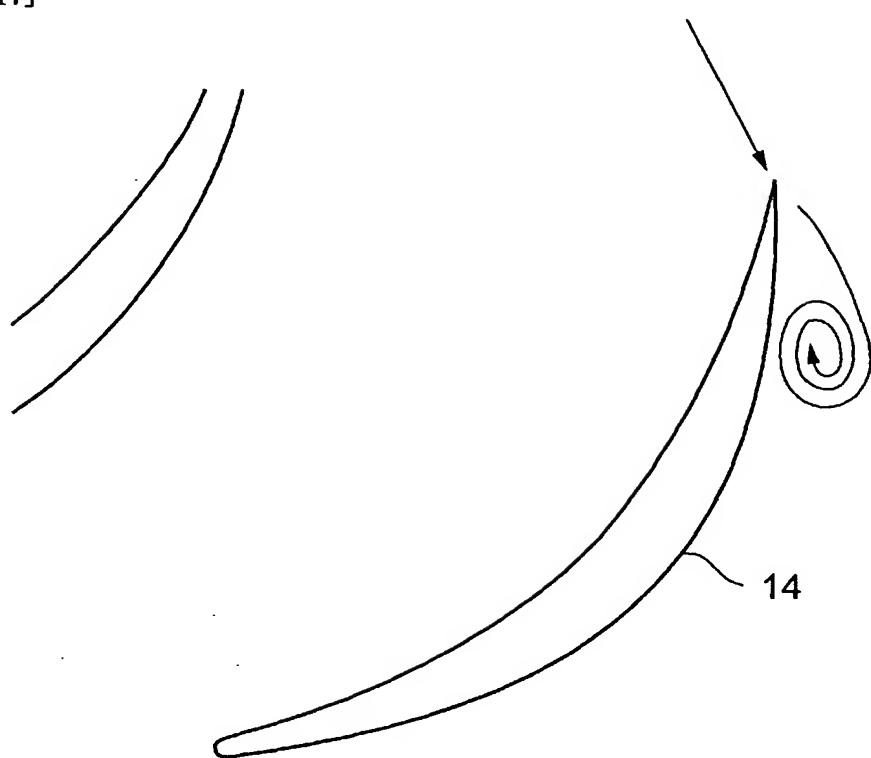
[図15]



[図16]

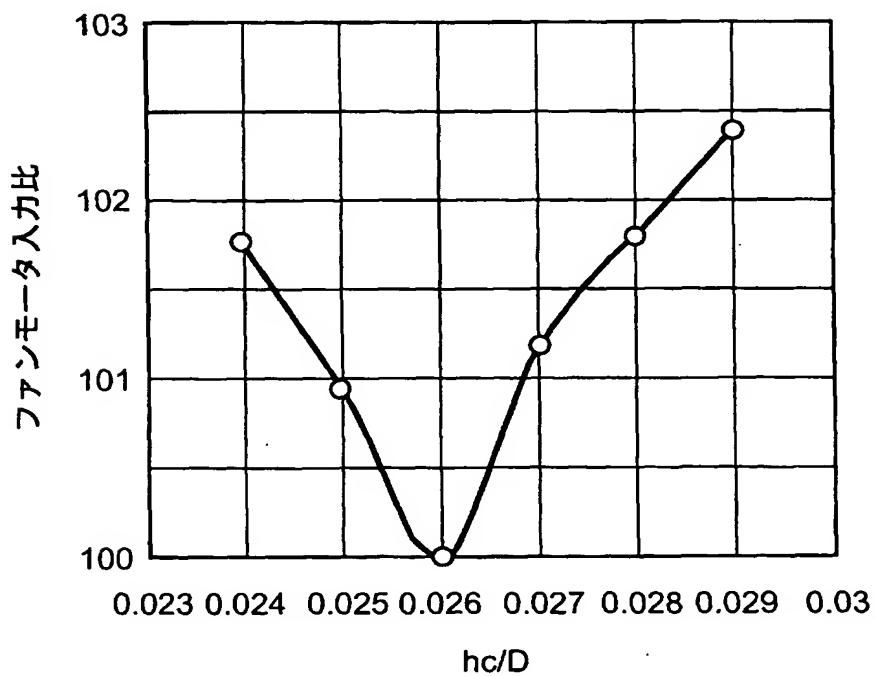


[図17]

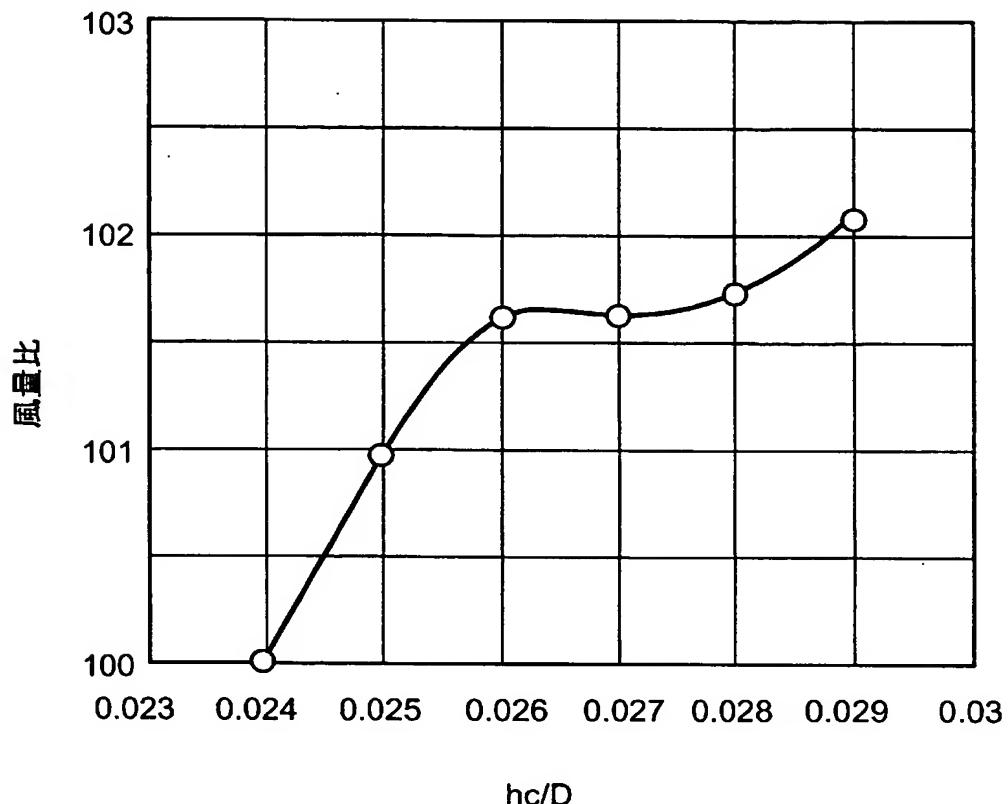


14

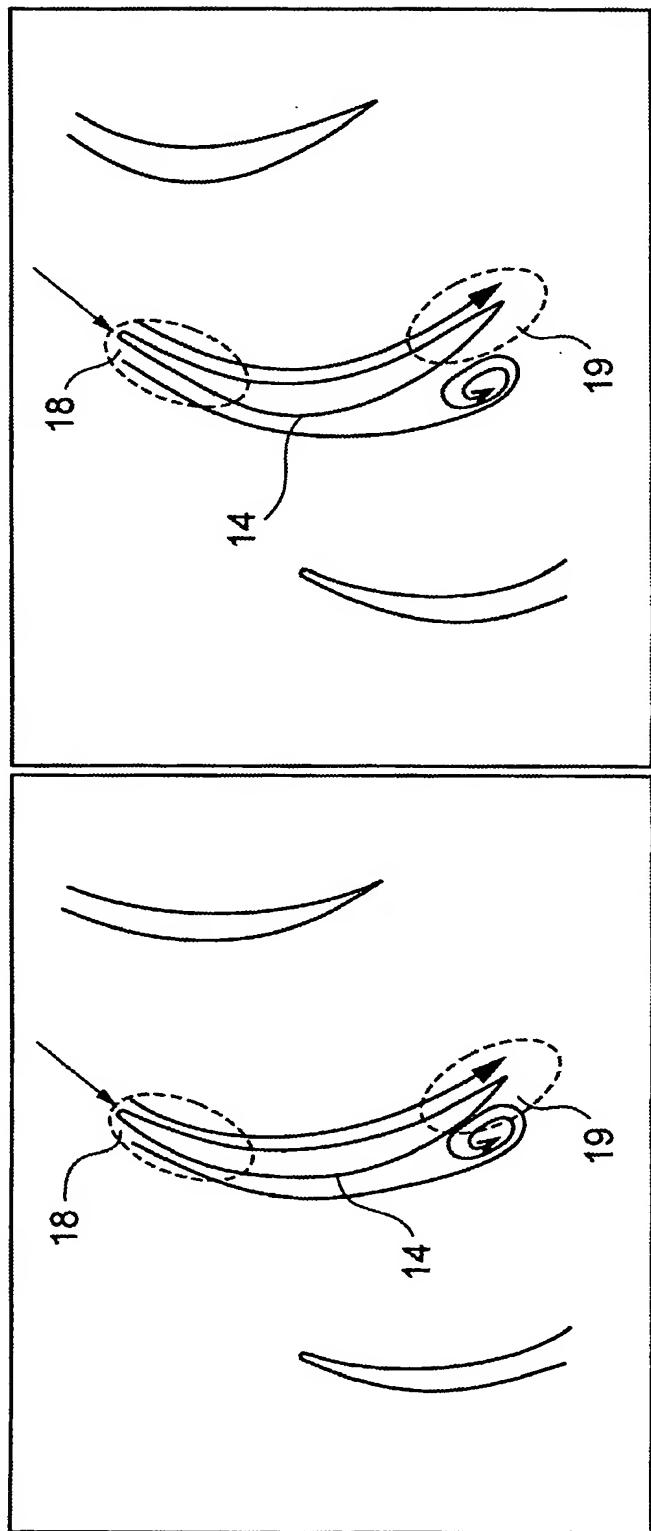
[図18]



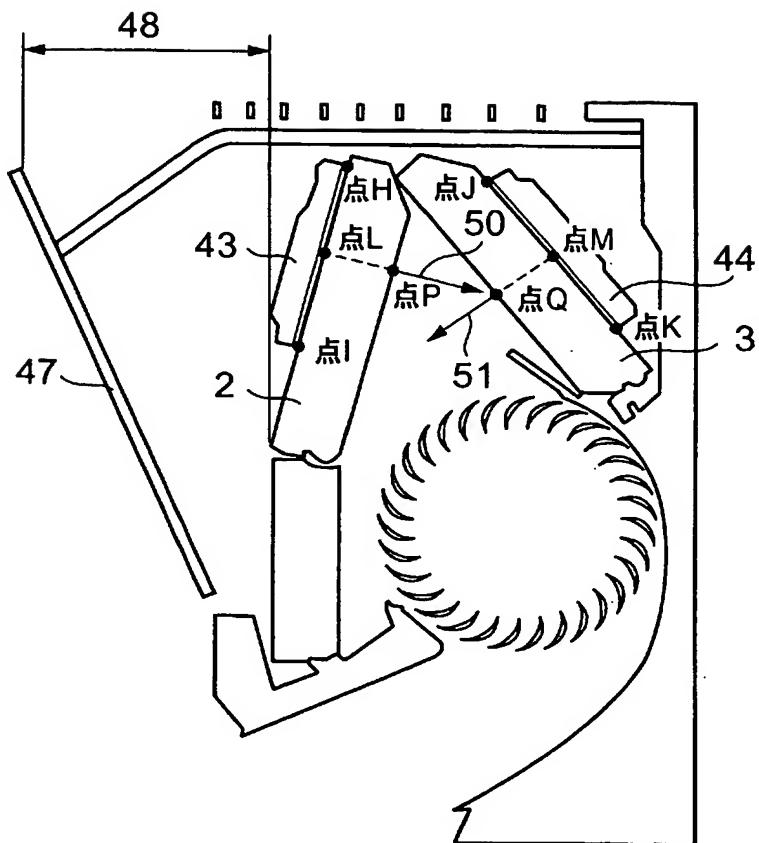
[図19]



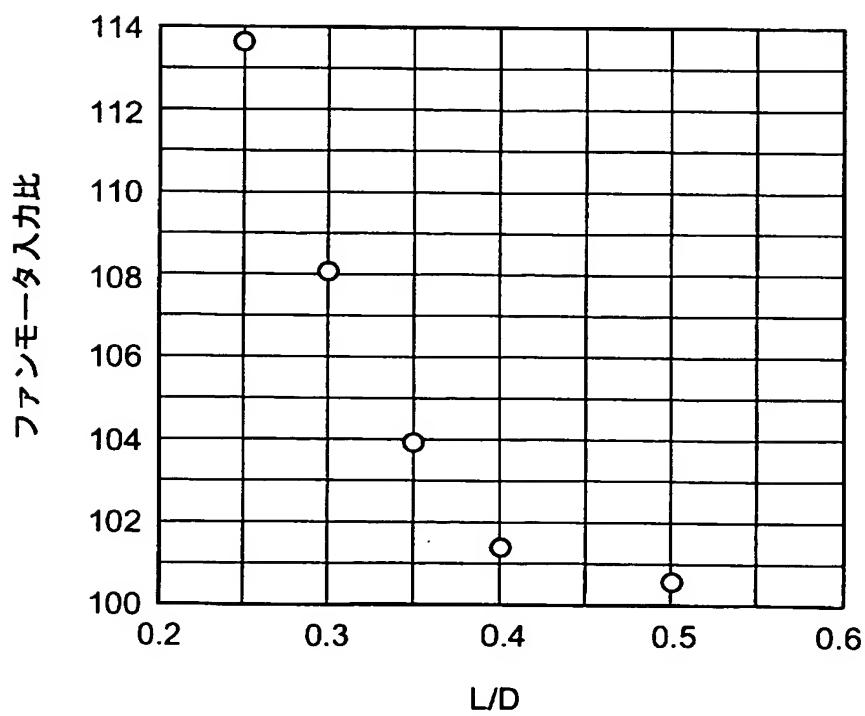
[図20]



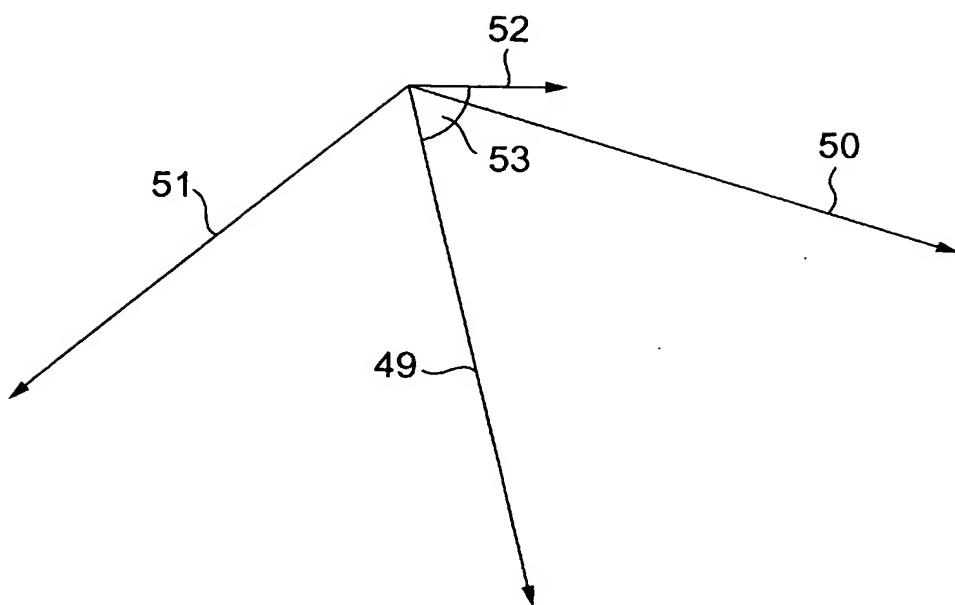
[図21]



[図22]



[図23]



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2004/013733

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER
Int.C1⁷ F24F1/00

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)
Int.C1⁷ F24F1/00Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched
Jitsuyo Shinan Koho 1922-1996 Jitsuyo Shinan Toroku Koho 1996-2004
Kokai Jitsuyo Shinan Koho 1971-2004 Toroku Jitsuyo Shinan Koho 1994-2004

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
X	JP 2003-202119 A (Hitachi, Ltd.), 18 July, 2003 (18.07.03), Full text; all drawings (Family: none)	1-5

 Further documents are listed in the continuation of Box C. See patent family annex.

* Special categories of cited documents:

- "A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance
- "E" earlier application or patent but published on or after the international filing date
- "L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)
- "O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means
- "P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed

- "T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention
- "X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone
- "Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art
- "&" document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search
08 October, 2004 (08.10.04)Date of mailing of the international search report
26 October, 2004 (26.10.04)Name and mailing address of the ISA/
Japanese Patent Office

Authorized officer

Facsimile No.

Telephone No.

A. 発明の属する分野の分類（国際特許分類（IPC））

Int. C1. 7 F24F1/00

B. 調査を行った分野

調査を行った最小限資料（国際特許分類（IPC））

Int. C1. 7 F24F1/00

最小限資料以外の資料で調査を行った分野に含まれるもの

日本国実用新案公報 1922-1996年

日本国公開実用新案公報 1971-2004年

日本国実用新案登録公報 1996-2004年

日本国登録実用新案公報 1994-2004年

国際調査で使用した電子データベース（データベースの名称、調査に使用した用語）

C. 関連すると認められる文献

引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求の範囲の番号
X	JP 2003-202119 A (株式会社日立製作所) 2003.07.18, 全文及び全図 (ファミリーなし)	1-5

 C欄の続きにも文献が列挙されている。 パテントファミリーに関する別紙を参照。

* 引用文献のカテゴリー

- 「A」特に関連のある文献ではなく、一般的技術水準を示すもの
- 「E」国際出願日前の出願または特許であるが、国際出願日以後に公表されたもの
- 「L」優先権主張に疑義を提起する文献又は他の文献の発行日若しくは他の特別な理由を確立するために引用する文献（理由を付す）
- 「O」口頭による開示、使用、展示等に言及する文献
- 「P」国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願

の日の後に公表された文献

- 「T」国際出願日又は優先日後に公表された文献であって出願と矛盾するものではなく、発明の原理又は理論の理解のために引用するもの
- 「X」特に関連のある文献であって、当該文献のみで発明の新規性又は進歩性がないと考えられるもの
- 「Y」特に関連のある文献であって、当該文献と他の1以上の文献との、当業者にとって自明である組合せによって進歩性がないと考えられるもの
- 「&」同一パテントファミリー文献

国際調査を完了した日

08.10.2004

国際調査報告の発送日

26.10.2004

国際調査機関の名称及びあて先

日本国特許庁 (ISA/JP)

郵便番号100-8915

東京都千代田区霞が関三丁目4番3号

特許庁審査官（権限のある職員）

近藤 裕之

3M 2923

電話番号 03-3581-1101 内線 3375